МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

MACHINE BUILDING AND MACHINE SCIENCE



УДК 51:621.891 DOI 10.12737/23784

Расчетная модель радиального подшипника повышенной несущей способности, работающего на микрополярной смазке с учетом ее вязкостных характеристик от температуры*

К. С. Ахвердиев[1], Е. О. Лагунова[2], К. С. Солоп[3]**

[1, 2, 3] Ростовский государственный университет путей сообщения, г. Ростов-на-Дону, Российская Федерация

Design model of heavy-duty radial bearing running on micropolar grease with account of its viscosity-temperature characteristics ***

K. S. Akhverdiev[1], E. O. Lagunova[2], K. S. Solop[3]**

[1, 2, 3] Rostov State Transport University, Rostov-on-Don, Russian Federation

Целью данного исследования является описание метода расчета радиального подшипника скольжения с адаптированным профилем опорной поверхности, работающего на микрополярном смазочном материале. Кроме того, предполагается, что вязкостные характеристики микрополярной жидкости зависят от температуры. Рассматривается частичное заполнение смазочным материалом рабочего зазора (т. е. наличие свободной поверхности). Кроме обычных безразмерных параметров теории ньютоновской жидкости вводятся и другие параметры для микрополярной жидкости: взаимодействие N и N_1 (характеризует зависимость от размера молекул смазки). В результате численного анализа показано, что с увеличением теплового параметра K несущая способность подшипника уменьшается. С увеличением параметра N_1 и параметра ω, характеризующего адаптированный профиль опорной поверхности, несущая способность увеличивается. При значении параметра $\omega = 0{,}5$ достигается максимум несущей способности. При $N_1 \to \infty$ значение несущей способности стремится к соответствующему значению для случая ньютоновского смазочного материала.

The study objective is to develop a method for calculating the plain journal bearing with an adapted profile of the bearing surface operating on the micropolar lubrication. Furthermore, it is assumed that the micropolar fluid viscosity characteristics are temperature dependent. Partial filling of the front gap with lubricant (i.e. availability of a free surface) is considered. Except regular dimensionless parameters of Newtonian fluid theory, other options for micropolar liquid are introduced, namely the interaction of N and N_1 parameters characterizing the dependence on the size of the grease molecules. The numerical analysis shows that with the heat parameter (K) increment, the carrying capacity of the bearing decreases. With the increment of the parameters N_1 and ω characterizing the adapted profile of the bearing surface, the bearing capacity increases. At the parameter point of $\omega = 0.5$, maximum load capacity is achieved. At $N_1 \to \infty$ the bearing capacity value tends to the corresponding value for the case of Newtonian lubricant

Ключевые слова: радиальный подшипник, несущая способность, микрополярный смазочный материал, зависимость вязкостных характеристик от температуры, адаптированный профиль

Keywords: radial bearing, load capacity, micropolar lubricant, temperature dependent viscous characteristics, adapted profile.

Введение. Как известно, в настоящее время в качестве модели гидродинамической смазки подшипников скольжения широко используется микрополярный жидкий смазочный материал. Поэтому разработка методов расчета подшипников скольжения, работающих на микрополярном жидком смазочном материале, требует учета зависимости вязкости не только от давления, а также зависимость вязкостных характеристик от температуры. Значимый недостаток существующих методов расчета подшипников скольжения, работающих на микрополярном жидком смазочном материале, состоит в том, что в большинстве случаев или вовсе не учитывается зависимость вязкости от давления и температуры [1–7], или учитывается эта зависимость только от давления [8–11].

Постановка задачи. Рассмотрим установившееся движение микрополярного смазочного материала в зазоре радиального подшипника. Предполагается, что подшипник с адаптированным профилем опорной поверхности неподвижен, а вал вращается с угловой скоростью Ω (рис. 1).

---

*Работа выполнена по гранту ОАО «РЖД» на развитие научно-педагогических школ в области железнодорожного транспорта.

**E-mail: vm@rgups.ru, lagunova@rambler.ru

*** The research is done on OJSC "RR" grant on the development of academic schools in the sphere of railway transport.

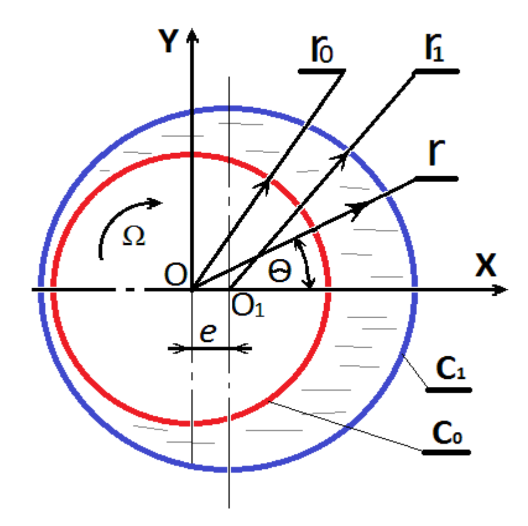


Рис. 1. Расчетная схема радиального подшипника

Предполагается, что имеет место частичное заполнение смазочным материалом рабочего зазора (т. е. наличие свободной поверхности). Кроме того, предполагается, что вязкостные характеристики микрополярной жидкости зависят от температуры.

$$\mu' = \mu_0 e^{-\beta' T'}, \qquad \kappa' = \kappa_0 e^{-\beta' T'}, \qquad \gamma' = \gamma_0 e^{-\beta' T'} \tag{1}$$

Здесь μ_0 — характерная вязкость ньютоновского смазочного материала; κ_0 и γ_0 — характерные вязкости микрополярного смазочного материала;

T' — температура, β' — экспериментальная постоянная величина.

Уравнение контуров вала и подшипниковой втулки в полярной системе координат r',θ в центре вала запишутся в виде:

$$r' = r_0, \quad r' = r_1 + e\cos\theta - a\sin\omega\theta, \tag{2}$$

где r_0 — радиус шипа; r_1 — радиус подшипника; e — эксцентриситет; $\frac{e}{\delta},\frac{a}{\delta}$ — малая величина одного порядка ($\delta = r_1 - r_0$); ω — параметр контактного профиля подлежит определению.

Основные уравнения и граничные условия. В качестве исходных уравнений берется система безразмерных уравнений движения микрополярной жидкости для случая «тонкого слоя» с учетом (1), а также уравнение неразрывности:

$$\begin{gathered}\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + N^2\frac{\partial \upsilon}{\partial r} = \frac{1}{e^{-\beta T}}\frac{dp}{d\theta},\\ \frac{\partial^2 \upsilon}{\partial r^2} = \frac{\upsilon}{N_1} + \frac{1}{N_1}\frac{\partial u}{\partial r}, \qquad \frac{\partial u}{dr} + \frac{\partial v}{\partial \theta} = 0.\end{gathered} \tag{3}$$

Здесь размерные величины $u', v', \upsilon', p', \mu', \kappa', \gamma', \tau', T', r'$ связаны с соответствующими безразмерными $u, v, \upsilon, p, \kappa, \gamma, T, r$ следующими соотношениями:

$$\begin{gathered}u' = u\Omega r_0; \quad v' = \Omega\delta v; \quad \nu' = \nu^*\nu; \quad p' = p^* p;\\ \mu' = \mu_0\mu; \quad \kappa' = \kappa_0\kappa; \quad \gamma' = \gamma_0\gamma; \quad T' = T_0 T; \quad r' = r_0 + \delta r;\\ \upsilon^* = \frac{r_0\Omega}{2\delta}, \quad p^* = \frac{r_0^2\Omega(2\mu_0 + \kappa_0)}{2\delta^2}, \quad \delta = r_1 - r_0;\\ N^2 = \frac{\kappa_0}{2\mu_0 + \kappa_0}; \quad N_1 = \frac{l^2 2\mu_0}{\delta^2\kappa_0}; \quad l^2 = \frac{\gamma_0}{4\mu_0}.\end{gathered} \tag{4}$$

Здесь u', v' — компоненты вектора скорости; υ' — скорость вращения микрочастиц, T_0 — характерная температура.

Как видно из системы (3), помимо обычных безразмерных параметров, встречающихся в теории ньютоновской жидкости, здесь вводятся и другие параметры для микрополярной жидкости.

Параметр взаимодействия $N \to 0$ при $\kappa_0 \to 0$.

Безразмерный параметр N_1 зависит от параметра l, имеющего размерность длины, и его можно трактовать как характеристику, зависящую от размера молекул смазки. Система уравнений (3) с точностью до членов $O\left(\frac{\delta}{r_0}\right)$ решается при следующих граничных условиях:

$$\begin{aligned} &u=0, \quad v=0, \quad \upsilon=0 \quad \text{при} \quad r=h(\theta)=1+\eta\theta-\eta_1\sin\omega\theta; \\ &u=1, \quad v=0, \quad \upsilon=0 \quad \text{при} \quad r=0; \\ &p=(0) \quad \text{при} \quad \theta=\theta_1 \quad \text{и} \quad \theta=\theta_2; \\ &\eta=\frac{e}{\delta}; \quad \eta_1=\frac{a}{\delta}; \end{aligned} \tag{5}$$

θ_1 и θ_2 — соответственно координаты начала и конца свободной поверхности. Осредним второе уравнение системы (3) по толщине смазочного слоя. Получим:

$$\frac{1}{h}\int_0^h \frac{\partial^2 \nu}{\partial r^2}dr=\frac{1}{N_1 h}\int_0^h \nu dy+\frac{1}{N_1 h}\int_0^h \frac{\partial u}{\partial r}dr\,. \tag{6}$$

Найдем решение уравнения (6) в виде:

$$\upsilon=A_1(\theta)r^2+A_2(\theta)r+A_3(\theta)\,. \tag{7}$$

Из граничных условий (5) следует, что

$$A_3=0; \qquad A_2=-A_1 h\,. \tag{8}$$

С учетом (8) для υ получим выражение:

$$\upsilon=A_1(\theta)\cdot\left(r^2-rh\right). \tag{9}$$

Подставляя (9) в (6) с точностью до членов $O\left(\eta\cdot\frac{1}{N_1}\right)$, $O\left(\eta_1\cdot\frac{1}{N_1}\right)$, $O\left(\frac{1}{N_1^2}\right)$, получим:

$$\upsilon=-\frac{1}{2N_1}\left(r^2-2h\right), \qquad \frac{\partial\upsilon}{\partial y}=-\frac{1}{2N_1}(2r-h)\,. \tag{10}$$

С учетом (10) система уравнений (3) в принятом нами приближении преобразуется к следующему виду:

$$\begin{aligned} &\frac{\partial^2 u}{\partial r^2}-\frac{N^2}{2N_1}(2r-h)=e^{\beta T}\frac{dp}{d\theta}, \\ &\upsilon=-\frac{1}{2N_1}\left(r^2-rh\right), \\ &\frac{\partial u}{\partial\theta}+\frac{\partial v}{\partial r}=0. \end{aligned} \tag{11}$$

Точное автомодельное решение системы (11) с граничными условиями (5) будем искать в виде:

$$\begin{aligned} &u=\frac{\partial\psi}{\partial r}+U(r,\theta), \qquad v=-\frac{\partial\psi}{\partial\theta}+V(r,\theta), \\ &V(r,\theta)=-\tilde{v}(\xi)h'_\theta\,, \qquad U(r,\theta)=\tilde{u}(\xi), \qquad \xi=\frac{r}{h(\theta)}, \\ &\psi(r,\theta)=\tilde{\psi}(\xi), \qquad e^{\beta T}\frac{dp}{d\theta}=\frac{\tilde{C}_1}{h^2(\theta)}+\frac{\tilde{C}_2}{h^3(\theta)}, \\ &\upsilon=-\frac{1}{2N_1}\left(\xi^2-\xi\right). \end{aligned} \tag{12}$$

С учетом (12) из системы (11), получим:

$$\tilde{\psi}''' = \tilde{C}_2, \qquad \tilde{u}''(\xi) = \tilde{C}_1 + \frac{N^2}{2N_1}(2\xi - 1),$$
$$\tilde{u}' + \xi\tilde{v}' = 0, \qquad \upsilon = -\frac{1}{2N_1}\left(\xi^2 - \xi\right), \tag{13}$$
$$\frac{dp}{d\theta} = e^{-\beta T}\left(\frac{\tilde{C}_1}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{C}_2}{h^3(\theta)}\right).$$

Граничные условия (5) примут вид:

$$\tilde{\psi}'(0) = 0, \quad \tilde{\psi}'(1) = 0; \qquad \tilde{u}(0) = 1, \qquad \tilde{v}(0) = 0,$$
$$\tilde{u}(1) = 0, \qquad \tilde{v}(1) = 0, \tag{14}$$
$$\int_0^1 \tilde{u}(\xi)\,d\xi = 0, \qquad p(\theta_1) = p(\theta_2) = 0.$$

Решая задачу (13) - (14) непосредственным интегрированием, получим:

$$\tilde{\psi}'(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2}\left(\xi^2 - \xi\right),$$
$$\tilde{u}(\xi) = \tilde{C}_1\frac{\xi^2}{2} + \frac{N^2}{2N_1}\left(\frac{\xi^3}{3} - \frac{\xi^2}{2}\right) + \left(\frac{N^2}{12N_1} - \frac{\tilde{C}_1}{2} - 1\right)\xi + 1, \tag{15}$$
$$\upsilon = -\frac{1}{2N_1}\left(\xi^2 - \xi\right).$$

Здесь $\tilde{C}_1 = 6 - \frac{N^2}{N_1}$, а $\tilde{C}_2$ в дальнейшем определим из условия $p(\theta_1) = p(\theta_2) = 0$.

Как и ожидалось, при $N_1 \to \infty$, $v \to \infty$ полученные результаты полностью совпадают с результатом для случая ньютоновской смазки.

Для определения гидродинамического давления имеем:

$$e^{\beta T}\frac{dp}{d\theta} = \frac{\tilde{C}_1}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{C}_2}{h^3(\theta)}. \tag{16}$$

Для решения этого уравнения необходимо вначале найти функцию $\mu = \frac{1}{e^{\beta T}}$. Воспользуемся выражением для скорости диссипации энергии под действием сил сдвига. Получим

$$\frac{dH'}{d\theta} = \frac{2\mu_0\mu\Omega^2 r_0^2 h}{\delta}\int_0^1\left(\frac{\tilde{\psi}''}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{u}'(\xi)}{h(\theta)}\right)^2 d\xi. \tag{17}$$

Повышенная температура будет определяться выражением.

$$\frac{dT'}{d\theta} = \frac{dH'}{d\theta}\cdot\frac{1}{c_p Q} = \frac{1}{c_p Q}\cdot\frac{2\mu_0\mu\Omega^2 r_0^2 h(\theta)}{\delta}\int_0^1\left(\frac{\tilde{\psi}''(\xi)}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{u}'(\xi)}{h(\theta)}\right)^2 d\xi. \tag{18}$$

Здесь Q — расход смазки в единицу времени; c_p — теплоемкость при постоянном давлении.

$$Q = \Omega r_0\delta\int_0^1 \psi'(\xi)\,d\xi = \frac{-\delta\Omega r_0\tilde{C}_2}{12}. \tag{19}$$

Продифференцируем по θ зависимость μ от температуры T:

$$\frac{d\mu}{d\theta} = -\mu\beta\frac{dT}{d\theta}. \tag{20}$$

Комбинируя (18) - (20), получим:

$$\frac{1}{\mu^2(\theta)}\frac{d\mu}{d\theta} = \frac{24\beta\mu_0\Omega r_0\,h(\theta)}{\tilde{C}_2 c_p\delta^2 T_0}\int_0^1\left(\frac{\tilde{\psi}''(\xi)}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{u}'(\xi)}{h(\theta)}\right)^2 d\xi. \tag{21}$$

Введем следующие обозначения:

$$K = \frac{24\beta\mu_0\Omega r_0}{h_0^2 c_p T_0}.$$

$$\Delta_1 = \int_0^1 \left(\tilde{\psi}''(\xi)\right)^2 d\xi = \frac{\tilde{C}_2}{12}, \quad \Delta_2 = \int_0^1 2\tilde{\psi}''(\xi)\tilde{u}'(\xi)d\xi = \frac{1}{6}\tilde{C}_2\tilde{C}_1,$$
$$\Delta_3 = \int_0^1 \left(\tilde{u}'\right)^2 d\xi = \frac{N^2}{720} + 4 - \frac{N^2}{N_1} + \frac{N^4}{12N_1^2}. \quad (22)$$

Здесь K — тепловой параметр.

С учетом (22) уравнение (21) преобразуется к виду:

$$\frac{1}{\mu^2(\theta)}\frac{d\mu}{d\theta} = \frac{K}{\tilde{C}_2}\left(\frac{\Delta_1}{h^3(\theta)} + \frac{\Delta_2}{h^2(\theta)} + \frac{\Delta_3}{h(\theta)}\right), \quad (23)$$

Интегрируя уравнение (23), получим:

$$\mu(\theta) = \frac{1}{1 - \frac{K}{\tilde{C}_2}\left[J_3(\theta)\Delta_1 + J_2(\theta)\Delta_2 + J_1(\theta)\Delta_3\right]}, \quad J_\kappa(\theta) = \int_{\theta_1}^{\theta} \frac{d\theta}{h^\kappa(\theta)}. \quad (24)$$

Гидродинамическое давление p с учетом (24) определяем из уравнения (16).

$$p = \tilde{C}_1\int_{\theta_1}^{\theta}\frac{\mu(\theta)d\theta}{h^2(\theta)} + \tilde{C}_2\int_{\theta_1}^{\theta}\frac{\mu(\theta)d\theta}{h^3(\theta)} = \tilde{C}_1\tilde{J}_2(\theta) + \tilde{C}_2\tilde{J}_3(\theta) =$$
$$= \left(6 - \frac{N^2}{N_1}\right)\Big\{(\theta-\theta_1) - \eta(\theta-\theta_1)^2 - \frac{2\eta_1}{\omega}\cos\omega(\theta-\theta_1) -$$
$$-\left[(\theta_2-\theta_1)^2 + \frac{\eta}{2}(\theta_2-\theta_1)^3 + \frac{\eta_1(\theta_2-\theta_1)}{\omega}\cos\omega(\theta_2-\theta_1)\right]\times \quad (25)$$
$$\times\left[(\theta-\theta_1) - \frac{3\eta}{2}(\theta-\theta_1)^2 - \frac{3\eta_1}{\omega}\cos\omega(\theta_2-\theta_1)\right]\Big\}.$$

Перейдем к определению основных рабочих характеристик радиального подшипника.

Для безразмерной несущей способности и безразмерной силы трения с учетом (25) получим:

$$R_y = -\frac{r_0^3\Omega(2\mu_0+\kappa_0)}{2\delta^2}\int_{\theta_1}^{\theta_2} p\sin\theta d\theta, \qquad R_x = -\frac{r_0^3\Omega(2\mu_0+\kappa_0)}{2\delta^2}\int_{\theta_1}^{\theta_2} p\cos\theta d\theta,$$
$$L_{mp} = -\frac{\mu_0\Omega r_0}{\delta}\left[\int_{\theta_1}^{\theta_2} -\frac{\tilde{C}_2}{2}\frac{d\theta}{h^2(\theta)} + \left(\frac{7N^2}{12N_1} - 4\right)\int_{\theta_1}^{\theta_2}\frac{d\theta}{h(\theta)}\right]. \quad (26)$$

Входные параметры для расчета несущей способности и силы трения, определяемые выражением (22) - (26), приведены в таблицах №1 и №2.

Таблица 1

Входные параметры для расчета несущей способности и силы трения

$\tilde{J}_1$	$\tilde{J}_2$	$\tilde{J}_3$	$\eta=\eta_1$	N	N_1	ω	β	K	$\theta_2-\theta_1$
7,36	7,12	2,83	0,01	0,95	100	0,5	0,7	0,8	15°
7,34	7,10	2,82	0,01	0,95	200	0,5	0,8	0,9	15°
7,38	7,14	2,84	0,01	0,95	300	0,5	0,6	0,7	15°
14,02	13,22	5,377	0,01	0,95	100	0,5	0,7	0,8	30°
14,006	13,21	5,358	0,01	0,95	200	0,5	0,8	0,9	30°
14,04	13,24	5,396	0,01	0,95	300	0,5	0,6	0,7	30°

Таблица 2

Входные параметры для расчета несущей способности и силы трения

Δ_1	Δ_2	Δ_3	N	N_1	ω	$\eta=\eta_1$	β	K
0,003	0,1997	3,99	0,95	100	0,5	0,01	0,7	0,8
0,0033	0,1998	3,995	0,95	200	0,5	0,01	0,8	0,9
0,0033	0,1999	3,997	0,95	300	0,5	0,01	0,6	0,7

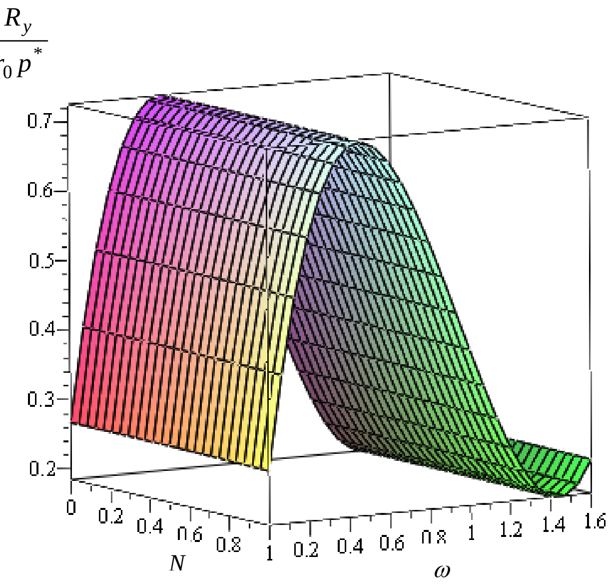


Рис. 2. Зависимость безразмерной несущей способности от параметра связи N и параметра ω

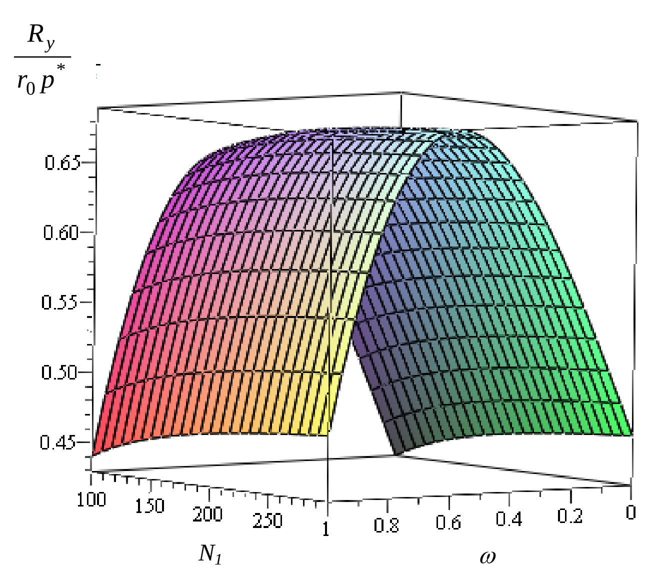


Рис. 3. Зависимость безразмерной несущей способности от параметра N_1 и параметра ω

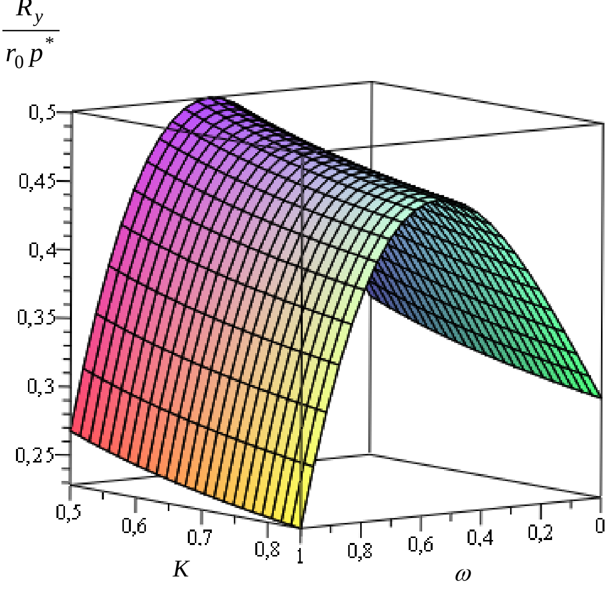


Рис. 4. Зависимость безразмерной несущей способности от теплового параметра K и параметра ω

Выводы. Результаты численного анализа, приведенные в табл. 1, 2 и на рис. 2–4 позволяют сделать следующие выводы.

1) Основные рабочие характеристики подшипника существенно зависят от:

— параметра ω, характеризующего адаптированный профиль опорной поверхности;

— теплового параметра *K*;

— экспериментального параметра β, обусловленного зависимостью вязкости от температуры T.

2) С увеличением теплового параметра *K* несущая способность подшипника уменьшается. Наиболее резкое уменьшение отмечается при *K*<0,5. При *K*>0,7 несущая способность стабилизируется. С увеличением параметра N_1 и параметра ω, характеризующего адаптированный профиль опорной поверхности, несущая способность увеличивается. Параметр связи *N* не оказывает существенного влияния на несущую способность. При значении параметра ω=0,5 наблюдается ярко выраженный максимум несущей способности. При $N_1 \to \infty$ значение несущей способности стремится к соответствующему значению несущей способности для случая ньютоновского смазочного материала.

Библиографический список

1. Мукутадзе, М. А. Математическая модель сжимаемой микрополярной гидродинамической смазки радиального подшипника с адаптированным профилем его опорной поверхности / М. А. Мукутадзе // Вестник Дон. гос. техн. ун-та. — 2011. — Т. 11, № 8 (59). — С. 1400–1404.

2. Математическая модель гидродинамической смазки радиального подшипника, работающего в нестационарном режиме на микрополярной смазке / К. С. Ахвердиев [и др.] // Вестник Ростов. гос. ун-та путей сообщения. — 2008. — № 1 (29). — С. 147–151.

3. Гидродинамический расчет радиального подшипника, работающего в нестационарном режиме на вязкопластичной смазке, обладающей микрополярными свойствами / К. С. Ахвердиев [и др.] // Вестник Ростов. гос. ун-та путей сообщения. — 2008. — № 4 (32). — С. 131–138.

4. Аналитический метод прогнозирования значений критериев микрополярной смазки, обеспечивающих устойчивый режим работы радиального подшипника скольжения / К. С. Ахвердиев [и др.] // Трение и износ. — 2008. — Т. 29, № 2. — С. 184–191.

5. Математическая модель микрополярной смазки подшипников скольжения с податливой опорной поверхностью / К. С. Ахвердиев [и др.] // Трение и смазка в машинах и механизмах. — 2012. — № 6. — С. 22–25.

6. Вовк, А. Ю. Математическая модель прогнозирования значений безразмерных критериев микрополярной смазки, обеспечивающих рациональный режим работы радиального подшипника скольжения / А. Ю. Вовк, М. А. Мукутадзе, М. А. Савенкова // Вестник Ростов. гос. ун-та путей сообщения. — 2007. — № 1 (25). — С. 5–8.

7. Расчетная модель радиального подшипника скольжения с повышенной несущей способностью, работающего на микрополярной смазке с учетом ее вязкостных характеристик от давления [Электронный ресурс] / К. С. Ахвердиев [и др.] // Инженерный вестник Дона. — 2013. — № 4. — Режим доступа: http://ivdon.ru/magazine/archive/n4y2013/2200 (дата обращения: 20.11.14).

8. Расчетная модель упорного подшипника скольжения с повышенной несущей способностью, работающего на неньютоновских смазочных материалах с адаптированной опорной поверхностью [Электронный ресурс] / К. С. Ахвердиев [и др.] // Инженерный вестник Дона. — 2013. — № 4. — Режим доступа: http://ivdon.ru/magazine/archive/n4y2013/2201 (дата обращения: 20.11.14).

9. Ахвердиев, К. С. Разработка расчетных моделей подшипников скольжения на основе усовершенствования упругодинамической теории смазки / К. С. Ахвердиев, М. А. Мукутадзе, А. Ч. Эркенов. — Ростов-на-Дону : Изд-во РГУПС, 2012. — 371 с.

10. Мукутадзе, М. А. Разработка системы расчетных моделей подшипников скольжения на основе развития гидродинамической и реодинамической теории смазки : дис. … д-ра техн. наук / М. А. Мукутадзе. — Ростов-на-Дону : РГУПС, 2015. — 476 с.

11. Лагунова, Е. О. Расчетная модель с учетом зависимости вязкости от давления радиального подшипника, обладающего повышенной несущей способностью / Е. О. Лагунова, Т. С. Черкасова, М. А. Мукутадзе // Тр. Междунар. науч.-практ. конф. «Транспорт-2014». Ч. III. Технические и естественные науки. — Санкт-Перербург, 2014. — С. 218–220.

References

1. Mukutadze, M.A. Matematicheskaya model' szhimaemoy mikropolyarnoy gidrodinamicheskoy smazki radial'nogo podshipnika s adaptirovannym profilem ego opornoy poverkhnosti. [Mathematical model of compressible micropolar hydrodynamic lubrication for radial bearing with adapted profile of its surface.] Vestnik of DSTU, 2011, vol. 11, no. 8 (59), pp. 1400–1404 (in Russian).

2. Akhverdiev, K.S., et al. Matematicheskaya model' gidrodinamicheskoy smazki radial'nogo podshipnika, rabotayushchego v nestatsionarnom rezhime na mikropolyarnoy smazke. [Mathematical model of hydrodynamic lubrication for radial bearing operating in an unsteady mode on micropolar lubrication.] Vestnik RGUPS, 2008, no. 1 (29), pp. 147–151 (in Russian).

3. Akhverdiev, K.S., et al. Gidrodinamicheskiy raschet radial'nogo podshipnika, rabotayushchego v nestatsionarnom rezhime na vyazkoplastichnoy smazke, obladayushchey mikropolyarnymi svoystvami. [The hydrodynamic calculation of radial bearing operating in nonstationary conditions with viscous-plastic lubricant having micropolar properties.] Vestnik RGUPS, 2008, no. 4 (32), pp. 131–138 (in Russian).

4. Akhverdiev, K.S., et al. Analiticheskiy metod prognozirovaniya znacheniy kriteriev mikropolyarnoy smazki, obespechivayushchikh ustoychivyy rezhim raboty radial'nogo podshipnika skol'zheniya. [Analytical method for prognosis of values of micropolar lubrication criteria providing stable operation of radial sliding bearing.] Friction and Wear, 2008, vol. 29, no. 2, pp. 184–191 (in Russian).

5. Akhverdiev, K.S., et al. Matematicheskaya model' mikropolyarnoy smazki podshipnikov skol'zheniya s podatlivoy opornoy poverkhnost'yu. [Mathematical model of micropolar greasing of bearings of sliding with a pliable basic surface.] Friction & Lubrication in Machines and Mechanisms, 2012, no. 6, pp. 22–25 (in Russian).

6. Vovk, A.Y., Mukutadze, M.A., Savenkova, M.A. Matematicheskaya model' prognozirovaniya znacheniy bezrazmernykh kriteriev mikropolyarnoy smazki, obespechivayushchikh ratsional'nyy rezhim raboty radial'nogo podshipnika skol'zheniya. [Mathematical model for predicting values of dimensionless criteria of micropolar lubrication ensuring rational operation of the radial plain bearing.] Vestnik RGUPS, 2007, no. 1 (25), pp. 5–8 (in Russian).

7. Akhverdiev, K.S., et al. Raschetnaya model' radial'nogo podshipnika skol'zheniya s povyshennoy nesushchey sposobnost'yu, rabotayushchego na mikropolyarnoy smazke s uchetom ee vyazkostnykh kharakteristik ot davleniya. [Computational model of the radial plain bearing with high load carrying capacity operating at micropolar grease with account of its viscous characteristics from pressure.] Engineering Journal of Don, 2013, no. 4. Available at: http://ivdon.ru/magazine/archive/n4y2013/2200 (accessed: 20.11.14) (in Russian).

8. Akhverdiev, K.S., et al. Raschetnaya model' upornogo podshipnika skol'zheniya s povyshennoy nesushchey sposobnost'yu, rabotayushchego na nen'yutonovskikh smazochnykh materialakh s adaptirovannoy opornoy poverkhnost'yu. [Computational model of thrust sliding bearing with high load-bearing capacity operating on non-Newtonian lubricants with adapted supporting surface.] Engineering Journal of Don, 2013, no. 4. Available at: http://ivdon.ru/magazine/archive/n4y2013/2201 (accessed: 20.11.14) (in Russian).

9. Akhverdiev, K.S., Mukutadze, M.A., Erkenov, A.C. Razrabotka raschetnykh modeley podshipnikov skol'zheniya na osnove usovershenstvovaniya uprugodinamicheskoy teorii smazki. [Development of computational models of plain bearings on the basis of improving elastic dynamical theory of lubrication.] Rostov-on-Don: RSTU Press, 2012, 371 p. (in Russian).

10. Mukutadze, M.A. Razrabotka sistemy raschetnykh modeley podshipnikov skol'zheniya na osnove razvitiya gidrodinamicheskoy i reodinamicheskoy teorii smazki: dis. … d-ra tekhn. nauk. [Development of calculation models system of sliding bearings on the basis of the hydrodynamic lubrication theory and rheodynamic theory of lubrication: Dr.Sci. (Engs.) diss.] Rostov-on-Don: RSTU, 2015, 476 p. (in Russian).

11. Lagunova, E.O.,Cherkasova, T.S., Mukutadze, M.A. Raschetnaya model' s uchetom zavisimosti vyazkosti ot davleniya radial'nogo podshipnika, obladayushchego povyshennoy nesushchey sposobnost'yu. [Computational model with account of dependence of viscosity on the radial bearing pressure which has higher load-bearing capacity.] Tr. Mezhdunar. nauch.-prakt. konf. «Transport-2014». Ch. III. Tekhnicheskie i estestvennye nauki. [Proc. Int. Sci.-Pract. Conf. "Transport-2014". Part III. Engineering and Science] St. Petersburg, 2014, pp. 218–220 (in Russian).

Поступила в редакцию 24.06.2016
Сдана в редакцию 24.06.2016
Запланирована в номер 30.09.2016

Received 24.06.2016
Submitted 24.06.2016
Scheduled in the issue 30.09.2016